№ 7. Warszawa, 25 lipca 1932 r. Rok X.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. KAZIMIERZ BIZAŃSKI.

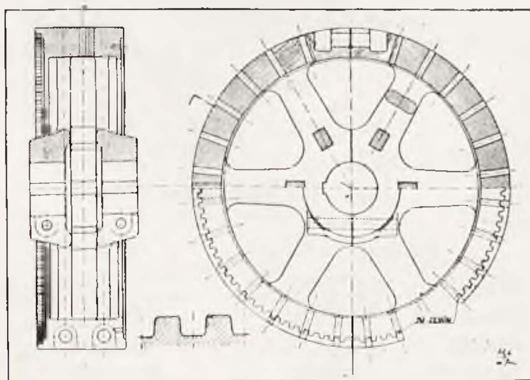
POMIARY ODBIORCZE 3 SILNIKÓW DIESEL'A O MOCY PO 575 *KM*

(Por. *Technika Cieplna*, str. 60, 1932).

Ponieważ równoległe łączenie nie było łatwe, a ruch równoległy zespołów zbyt wrażliwy na zmiany warunków pracy, jak np. zmianę obciążenia, lub zmianę wzbudzenia generatorów, a gdy pozatem światło było nieco migotliwe, w mierze dla oka widocznej, przeprowadzono obliczenia stopnia niejednostajności ruchu, aby ścieśnić krąg przyczyn, które mogły powodować powyższe zjawiska, do tej pory niedostatecznie technicznie opanowane, a nieraz bardzo trudne w ustaleniu przyczynowych związków.

Obliczenie GD^2 koła zamachowego

którem dla badanych silników był rotor generatora prądu zmiennego.



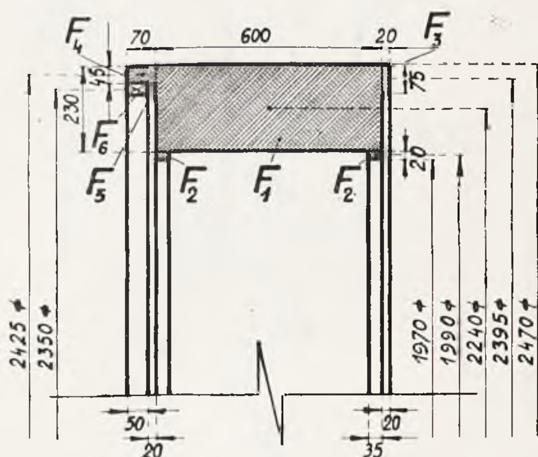
Rys. 1

Rys. 1 przedstawia oba przekroje koła zamachowego.

Wieniec (rys. 2)

$$F_1 = 2,3 \; . \; 6,0 = 13,8 \; dm^2$$
$$V = F_1 \; . \; \pi \; . \; 22,4 = 970,64 \; dm^3$$
$$G = V \; . \; \gamma = 970,64 \; . \; 7,2 = 6988,61 \; kg$$
$$GD^2 = 6988,61 \; . \; 2,24^2 = 35068,85 \; kgm^2$$
$$F^2 = 0,2 \; . \; 0,35 = 0,07 \; dm^2$$
$$V = F_2 \; . \; \pi \; . \; 19,9 = 4,378 \; dm^3$$
$$G = 4,378 \; . \; 7,2 = 31,52 \; kg$$
$$2\,G = 31,52 \; . \; 2 = 63,04 \; kg$$
$$GD^2 = 63,04 \; . \; 1,99^2 = 249,64 \; kgm^2$$

analogicznie dla F_3



Rys. 2

$$G = 81,22 \; kg \quad GD^2 = 465,88 \; kgm^2$$

dla F_4

$$G = 172,66 \; kg \quad GD^2 = 1015,24 \; kgm^2$$

dla F_5

$$G = 31,89 \; kg \quad GD^2 = 176,11 \; kgm^2$$

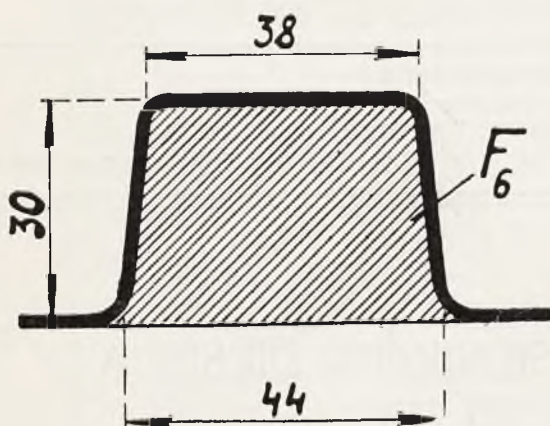
dla F_6 (90 zębów)

Ząb (rys. 3)

$$G = 39,85 \; kg \quad GD^2 = 220,07 \; kgm^2$$

zatem

$\Sigma G = 7377{,}27\ kg \quad \Sigma GD^2 = 37195{,}79\ kgm^2$



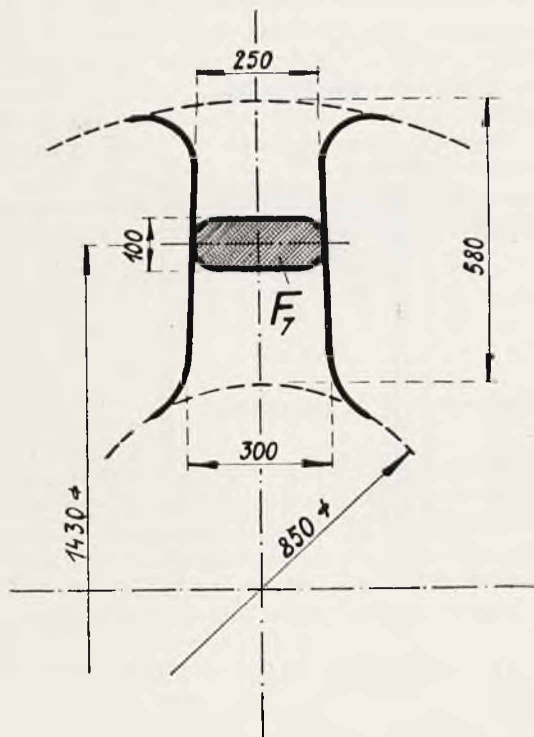
Rys. 3

Ramiona (rys. 4)

$V_7 = 2{,}75 \cdot 1{,}0 \cdot 5{,}8 = 15{,}95\ dm^3$

$12\ V_7 = 191{,}4\ dm^3$ (6 ramion podwójnych)

$G = 1378{,}1\ kg \quad GD^2 = 2816{,}84\ kgm^2$



Rys. 4

Piasta (rys. 5)

dla F_8 (6 złączy między 6 parami ramion)

$V_8 = 1{,}0 \cdot 1{,}5 \cdot 2{,}8 = 4{,}2\ dm^3$

$6\ V_8 = 25{,}2\ dm^3$

$G = 181{,}44\ kg \quad GD^2 = 137{,}33 kgm^2$

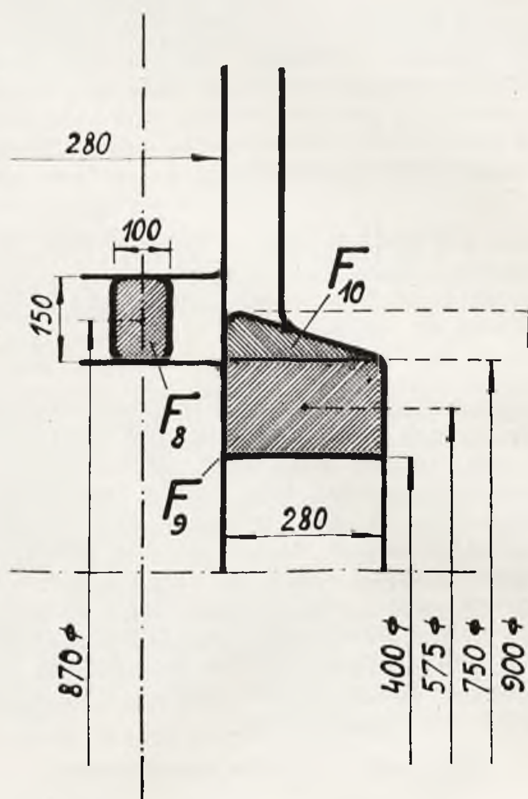
analogicznie dla F_9 (uwzględnić 2 F_9)

$G = 1273{,}97\ kg \quad GD^2 = 421{,}68\ kgm^2$

dla F_{10} (uwzględnić 2 F_{10})

$V_{10} = 26{,}37\ dm^3$

$2\ V_{10} = 52{,}74\ dm^3$



Rys. 5

$G = 379{,}73\ kg \quad GD^2 = 243{,}03\ kgm^2$

$\Sigma G = 1835{,}14\ kg \quad \Sigma GD^2 = 802{,}04\ kgm^2$

Bieguny

28 biegunów po 42,8 kg

$G = 1200\ kg \quad D = 2{,}645\ m$

$GD^2 = 8400\ kgm^2$

Razem:

		Ciężar	GD^2
1.	Wieniec	7377,27 kg	37195,79 kgm^2
2.	Ramiona	1378,10 „	2816,84 „
3.	Piasta	1835,14 „	802,04 „
4.	Bieguny	1200,00 „	8400,00 „
		11790,51 kg	49214,67 kgm^2

Obliczenie stopnia nierównomierności ruchu.

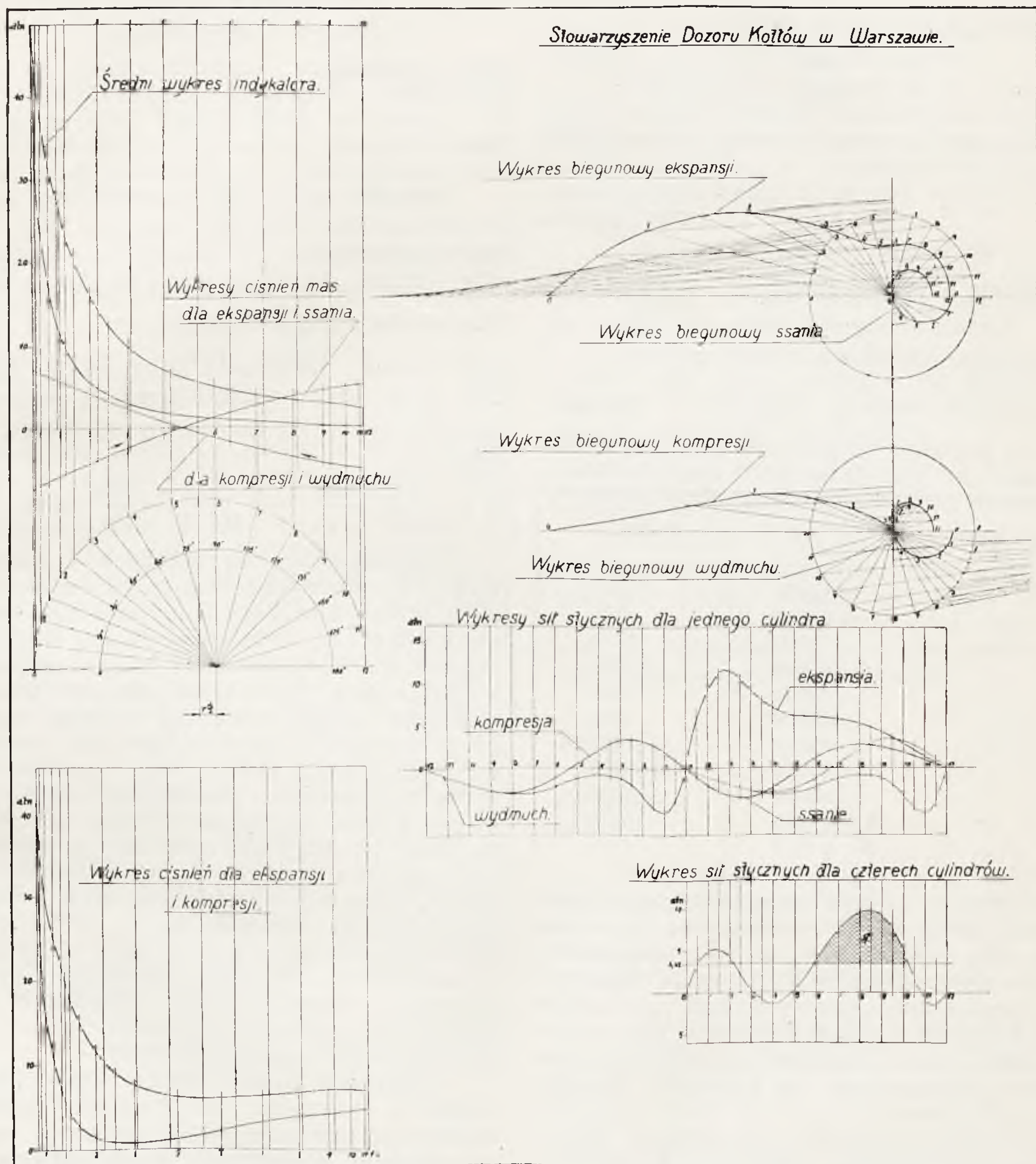
Za podstawę do obliczenia stopnia nierównomierności ruchu wzięto pomiar, wykonany przez obciążenie generatora 371,9 kW, ciśnieniu barometrycznem 726 $mm\ Hg$ i 25°,

co z uwzględnieniem gwarantowanej sprawności generatora dla tego obciążenia (0,939) daje obciążenie silnika na sprzęgle

$$\frac{371{,}9 \cdot 1{,}36}{0{,}939} = = 538{,}9 \ KMe$$

no na 10 równych części, a poszczególne nadciśnienia obliczono jako średnie z 8-miu wspomnianych wykresów indikatora (rys. 6).

Na tym samym rysunku jest przedstawiony wykres ciśnień mas dla ekspansji i ssania, oraz dla kompresji i wydmuchu.



Rys. 6

a więc bardzo nieznacznie różniące się od obciążenia nominalnego w warunkach pomiaru, wynoszącego 530,8 *KMe*.

Z 8-miu wykresów indikatora, zdjętych przy obciążeniu 538,9 *KMe*, wyrysowano średni wykres (w skali 1 *at* = 5 *mm*, skok 200 *mm*). Średnie nadciśnienia na tłok obliczono dla ekspansji i kompresji z pominięciem wydmuchu i ssania. Wykresy podzielo-

Ciężary według listy wysyłkowej:

1 tłok z drągiem korbowym . . . 885.— *kg*

od tego zdjęto $^2/_3$ ciężaru dolnej główmicy i drąga (0,66 . 406,4) = 271.— „

Ciężar części poruszających się naprzód i wstecz 885 — 271 . . = 614.— „

Ciśnienie mas na 1 cm^2 powierzchni tłoka:

$$m = \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot (\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \ kg/cm^2$$

gdzie oznacza:
$G = 614$ *kg* — ciężar części poruszających się wprzód i wstecz,

$$F = \frac{48^2 \cdot \pi}{4} = 1809{,}6 \; cm^2 \; —$$

— czynna powierzchnia tłoka,

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{350}{1830} = \frac{1}{5{,}23} \; —$$

— stosunek promienia korby do długości drąga,

$$v = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}7 \cdot 215}{60} = 7{,}88 \; m/s \; —$$

— średnia szybkość tłoka,

$$g = 9{,}87 \; m/s$$

po podstawieniu wartości otrzymujemy:

$$m = 6{,}14 \; (\cos \alpha \pm \lambda \cos \alpha) \qquad kg/cm^2$$

W poniższej tablicy są zestawione ciśnienia mas „*m*" dla 10 równych części skoku:

część skoku	$\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha$	w kg/cm^2
0	— 1,1913	— 7,320
1	— 0,9070	— 5,570
2	— 0,6300	— 3,870
3	— 0,3690	— 2,264
4	— 0,1270	— 0,780
5	+ 0,0960	+ 0,590
6	+ 0,2960	+ 1,816
7	+ 0,4710	+ 2,890
8	+ 0,6160	+ 3,780
9	+ 0,7280	+ 4,470
10	+ 0,8087	+ 4,965

Po lewej stronie rysunku 6, znajduje się wykres Briks'a dla wyznaczenia położenia tłoka przy danym kącie korby z uwzględnieniem wpływu długości korbowodu i poprzednio wspomniane wykresy ciśnień mas, zaś po prawej stronie rysunku wykresy biegunowe ekspansji, ssania, kompresji i wydmuchu, oraz wykres sił stycznych dla jednego i dla czterech cylindrów.

Następstwo suwów tego samego działania jest następujące: cylinder I, II, IV a potem III.

Splanimetrowane pola wykresu wypadkowego (rysunek 6, prawa strona, na dole), wyznaczone z podziału linją zerową, licząc od lewej do prawej, wynoszą:

$$F_1 = +\,640 \; mm^2 \quad F_2 = -\,100 \; mm^2$$

$$F_3 = +\,2230 \; mm^2 \quad F_4 = -\,80 \; mm^2$$

zatem dodatnie pole wykresu wynosi

$$2870 - 180 = 2690 \; mm^2,$$

a średnie ciśnienie oporu:

$$\frac{2690}{157{,}2 \cdot 5} = 3{,}42 \; kg/cm^2 \text{ (skala rysunku } 1 \; at = 5 \; mm)$$

Największe pole, wynikające z podziału wykresu przez średnie ciśnienie oporu:

$$A = 1150 \; mm^2.$$

Skala ciśnienia

$$1 \; cm = 2 \; at$$

Skala długości

$$1 \; cm = \frac{\pi \cdot 0{,}7}{2 \cdot 15{,}72} = 0{,}07 \; m$$

Skala powierzni

$$1 \; cm^2 = 2 \cdot 0{,}07 = 0{,}14 \; kgm/cm^2$$

Powierzchnia tłoka $= 1809{,}6 \; cm^2$

$$A = 11{,}5 \cdot 1809{,}6 \cdot 0{,}014 = 2914{,}1 \; kgm$$

a $\qquad GD^2 = 49215 \; kgm^2$

zatem stopień nierównomierności biegu silnika

$$\delta = \frac{A \cdot 3600}{GD^2 \cdot n^2} = \frac{2914{,}1 \cdot 3600}{49215 \cdot 215^2} = \frac{1}{216{,}85}$$

Opierając się na zasadach i wzorach, wziętych z amerykańskich badań, a stosowanych przez największe firmy elektrotechniczne kontynentu, należałoby uznać obliczony stopień nierównomierności biegu za prawie wystarczający, jednak migotliwość światła, w mierze dla oka widocznej i pewne trudności równoległego łączenia, skłoniły dostawcę do powiększenia ciężaru koła zamachowego przez zmontowanie dodatkowej masy. Ten wypadek świadczy jedynie o tem, że kwestja migania światła, lub trudności w równoległem łączeniu agregatów, jest nieraz bardzo zawiła, a mimo najdokładniejszych i ostrożnych obliczeń, niespodzianki w ruchu praktycznym są zawsze możliwe, tem dla dostawcy przykrzejsze, że nie zwalniają go od danej gwarancji, nawet w tych wypadkach, gdy rozwiązanie techniczne postawił na najwyższym stopniu wiedzy i praktyki.

Powyższe braki, tyczące migotliwości światła i trudności równoległego łączenia, zostały już, jak nam donosi dostawca, zupełnie usunięte, co Stowarzyszenie będzie miało sposobność stwierdzić jeszcze w ciągu bieżącego miesiąca, a odnośny komunikat ukaże się w jednym z najbliższych numerów *Techniki Cieplnej.*

W sprawie artykułu inż. K. Bizańskiego p. t. *„Badania odbiorcze silnika Diesel'a o mocy 1075 KM"* (por. *Technika Cieplna Nr. 4* z dnia 25 kwietnia 1932 r.) Autor artykułu wyjaśnia, że koło zamachowe opisanego silnika miało początkowo $GD^2 = 70000 \; kgm^2$, które po dodaniu tarczy wzrosło do $115000 \; kgm^2$, a uzyskany w ten sposób stopień nierównomierności biegu wzrósł do 1:280.

Prof. Cz. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO

(Por. *Technika Cieplna*, str. 16, 1932).

12. Opory hydrauliczne.

W pracy niniejszej wielokrotnie była mowa o różnych oporach hydraulicznych, które na swej drodze gazy spotykają, lecz stale omijaliśmy pytanie [1]), jakie wartości owe opory posiadają i w jaki sposób wartości te w technice mogą być obliczane.

Jak ogólnie wiadomo, hydromechanika techniczna przyjmuje, że opory hydromechaniczne proporcjonalne są do energji kinetycznej:

$$Z = \zeta c^2 : 2g\ ^{2)},$$

gdzie spółczynnik ζ ustalony został drogą doświadczalną dla typowych warunków przepływu *cieczy*. Założenie to nauki techniczne stosują również i do gazów, a w wielu wypadkach z braku odpowiednich doświadczeń nad gazami przyjmują dla tych gazów te same spółczynniki ζ, jakie ustalone zostały dla cieczy. Poszczególni badacze, którzy pracowali nad oporami hydraulicznemi, nie zawsze należycie wyjaśnili warunki, w jakich spółczynniki te zostały przez nich oznaczone, dla tego też dla pewnych pozornie typowych wypadków możemy spotkać w literaturze całe szeregi wzorów empirycznych, które nie zawsze dają zgodne rezultaty. Nic więc dziwnego, że spółczynniki ζ stosowane w obliczeniach technicznych bardzo często posiadają tylko względną, a nawet problematyczną wartość. Dla tego też przy obliczaniu kominów fabrycznych lub tych komór pionowych, które mają znaczenie „kominów dodatkowych" (patrz rozdz. 6), obliczać należy opory hydrauliczne ze znacznym zapasem, a więc najlepiej według takich wzorów, które dają wartość najwyższą.

Przechodząc zatem od rzeczywistego układu gazowego do zastępczego układu wodnego (zgodnie z wzorami 27 i 45 rozdz. 3 i 4), przyjmujemy, że

$$w^2\ \gamma_g : 2g = c^2 \Delta : 2g_{mm},$$

a więc

$$Z_g\ \gamma_g = Z\Delta = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma_g \frac{kg}{m^2} \text{ lub } \frac{mgr}{mm^2} \qquad (108\ ^{3)})$$

co odpowiada tej samej liczbie milimetrów ciągu (według ciągomierza wodnego) straconych na pokonanie owych oporów.

Spółczynniki ζ stosowane w tym ogólnym wzorze podzielić możemy na dwie grupy: 1) na spółczynniki spowodowane zmianą szybkości gazów, 2) i spółczynniki spowodowane (przynajmniej pozornie) tarciem o ściany łożyska [1]).

Jeżeli na szybkość zapatrywać się będziemy jako na wektor, to musimy uwzględnić zarówno zmianę kierunku, jak i zmianę wartości bezwzględnej tego wektora.

W wypadkach odchylenia osi prądu o kąt α prof. Ser, opierając się na doświadczeniach Weisbacha, podaje dla spółczynnika ζ_α następującą tabliczkę [2]):

α:	20^0	40^0	45^0	60^0	80^0	90^0
ζ_α:	0,046;	0,139;	0,188;	0,364;	0,740;	0,984. (109).

Z tabliczki tej wynika, że w wypadkach, gdy prąd zmienia swój kierunek o 90^0, prawie cała energja kinetyczna cieczy zostaje stracona na opory hydrauliczne. Natomiast prof. B. Tołłoczko [3]) dla gazów spalinowych podaje następujące spółczynniki:

	$\alpha =$	90^0	180^0
dla ostrego zagięcia	$\zeta_\alpha =$	$1,5 \div 2$	$2 \div 2,5$
dla zaokrąglonego		$0,2 \div 0,5$	$1 \div 1,5$. (110).

Jeżeli szybkość prądu wzrasta wskutek łagodnej zmiany przekroju z F na f (gdzie $F > f$) to korzystać możemy z wzoru i spółczynników, które Ser [4]) podaje dla *cieczy* wypływającej z cylindrycznej rury o prze-

---

[1]) Za wyjątkiem sumarycznego spółczynnika ψ w równ. 54 rozdz. 4 oraz spółczynnika A we wzorze (95 rozd. 11) Jeśmana.

[2]) Co wobec nowoczesnych teoryj ruchu laminarnego i burzliwego musimy uważać jedynie za pewne dość dalekie przybliżenie.

[3]) We wzorach tych wyrażamy 1) w układzie gazowym w m/sek, g m/sek^2, γ_g — kg/m^3; natomiast 2) w układzie wodnym szybkość c w mm/sek, przyśpieszenie ziemskie g_{mm} w mm/sek^2, ciężar właściwy wody Δ mgr/mm^3.

[1]) Według nowoczesnych teoryj hydrauliki tak pierwsze jak i drugie spowodowane bywają a) lepkością (inaczej tarciem wewnętrznem) gazu, b) istnieniem ruchów pobocznych (np. *mikroskopowego* ruchu pulsującego), które tamują prąd główny. Te ruchy poboczne stanowią istotę ruchu *burzliwego* zarówno *czystego*, t. j. zachodzącego w prostolinjowych łożyskach idealnie gładkich, jak i ruchu *zakłóconego* wyraźnemi („makroskopowemi") oporami. Opory takie odchylają od kierunku pierwotnego albo cały prąd główny, albo oddzielne jego strugi, jak to np. bywa w wypadkach miejscowego automatycznego dławienia prądu, gdy prąd wypływa z dużego naczynia do wąskiej rury. W miejscach pozornie martwych powstają również wiry, które tak samo jak i wszelkiego rodzaju tarcie powodują nieprodukcyjną zamianę energji kinetycznej na ciepło.

[2]) Traité de Physique industrielle. Production et utilisation de la Chaleur. Paris 1888 str. 300.

[3]) Prof. Bolesław Tołłoczko. Kotły parowe cz. III, według wykładów na Politechnice Warszawskiej. Warszawa 1927. Wydanie Komisji Tow. Bratniej pomocy stud. Politechniki str. 210.

[4]) Str. 304.

kroju F do rury o przekroju f przez *łagodną* rurę stożkową:

$$Z\Delta = \zeta_f \, w_f^2 \, \gamma : 2g \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (111)$$

gdzie

$$\zeta_f = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad . \; . \; . \; . \quad (112)$$

w_f — szybkość w przekroju f.

Według tablicy podanej przez Sera dla rur cylindrycznych:

$\sqrt{\frac{F}{f}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
φ	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,91	0,94	0,97
f/F	0,32	0,45	0,55	0,63	0,71	0,77	0,83	0,89	0,95
ζ_f	0,53	0,50	0,46	0,41	0,35	0,29	0,21	0,14	0,06

(113)

W wypadku tym stosowany bywa również inny wzór podany przez prof. Tołłoczkę [1]),

$$Z\Delta = (1+\beta)\,\frac{w_f^2 - w_F^2}{2g}\,\gamma =$$

$$= (1+\beta)\left[1 - \left(\frac{f}{F}\right)^2\right]\frac{w_f}{2g}\,\gamma \quad . \; . \quad (114),$$

gdzie w_f, w_F szybkości w przekrojach f i F, zaś spółczynnik β wynosi

dla łagodnej zmiany szybkości . . . $\beta = 0$

dla zmiany nagłej . . . . $0{,}4 \div 1$.

Według Weisbacha przy *raptownem* przejściu z przewodu szerokiego (F) do wąskiego (f)

$$Z\Delta = \zeta_f \,\frac{w_f^2}{2g}\,\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (115)$$

gdzie dla określenia ζ_f służy następująca tabliczka [2]):

$$\frac{f}{F} = 0{,}01 \quad 0{,}1 \quad 0{,}2 \quad 0{,}4 \quad 0{,}6 \quad 0{,}8$$

$$\zeta_f = 0{,}5 \quad 0{,}47 \quad 0{,}42 \quad 0{,}33 \quad 0{,}25 \quad 0{,}15. \quad (116).$$

Dla kierunku odwrotnego z przewodu o przekroju f do przekroju F (gdzie jak poprzednio $F > f$) stosowany bywa zwykle (aczkolwiek oparty na niesłusznych założeniach) wzór Bordy [3]):

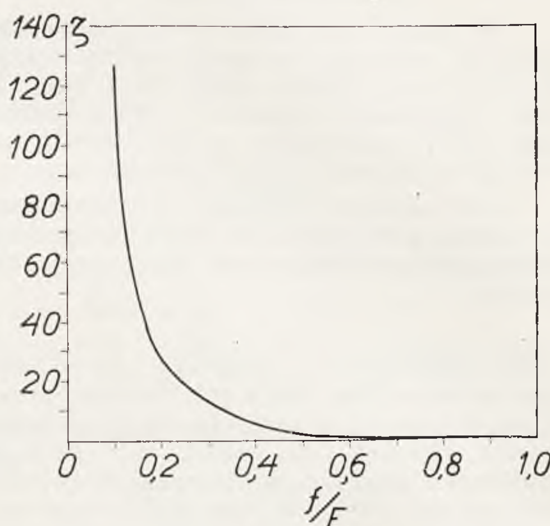
$$Z\Delta = \left(\frac{F}{f} - 1\right)^2 \frac{w_F^2}{2g}\,\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (117).$$

[1]) Str. 210.

[2]) Prof. Ignacy Radziszewski. Wykład hydrauliki na wydziałach inż. lądowej i inż. wodnej Politechniki Warsz. Wydanie Komisji T-wa Bratn. pom. 1927 r.

[3]) Ser. str. 304; Prof. Radziszewski str. 346; Adam Tadeusz Troskolański „Hydromechanika" str. 142; wreszcie str. 224 popularnej hydromechaniki tegoż autora, wydanej przez Główny Urząd miar: „Podręcznik dla sprawdzających wodomierze, t. I. Wybrane działy hydromechaniki w przystępnym zarysie. Warszawa, 1931 r.". Na dziełko to zwracam specjalną uwagę naszych czytelników.

Opór zasuwy traktować możemy jako sumę oporów przy zwężeniu i odwrotnem rozszerzeniu przekrojów. Odpowiednie spółczynniki ζ podane zostały na wykresie (rys. 63); stosować je należy do energji kinetycznej przed zasuwą, która w *miarę przymknięcia zasuwy maleje* [1]), co pociąga za sobą



Rys 63

spadek oporów poprzednich, a więc do pewnego stopnia osłabia dławienie prądu wywołane przymknięciem zasuwy. Nic więc dziwnego, że w praktyce dopiero znaczne przymknięcia zasuwy wywierają wyraźny wpływ na intensywność spalania [2]).

W regeneratorach mamy zjawiska podobne do przepływu gazów pod przymkniętą do połowy zasuwą. W skrzyżowaniu dwóch rzędów cegieł (pokazanem w perspektywie na rysunku 64 i w rzutach poziomych na rys. 65) gorący gaz, opadając wdół, przecho-

[1]) Wykres ten posiada charakter orjentacyjny. Daje on nieco mniejsze liczby niż tablica analogicznych spółczynników dla oporów hydraulicznych przy przejściu cieczy przez otwory w błonie, podana przez prof. Radziszewskiego:

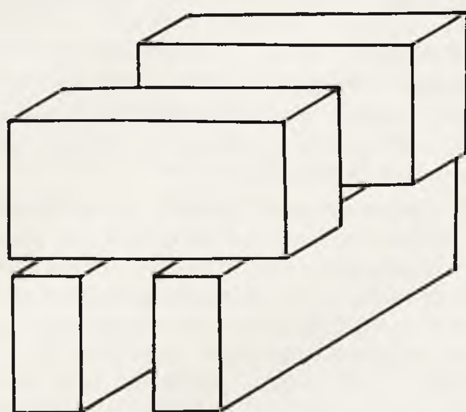
$$f/F = 0{,}1 \quad 0{,}2 \quad 0{,}3 \quad 0{,}4 \quad 0{,}6 \quad 0{,}8 \quad 0{,}9$$

$$\zeta = 226 \quad 48 \quad 18 \quad 3{,}7 \quad 1{,}8 \quad 0{,}3 \quad 0{,}06 \qquad (118)$$

Nprz. jeżeli w kanale $w = 2{,}7$ *m/sek*, $w^2\gamma_g : 2g = 0{,}23$ *kg/m²*, to dla $f : F = 0{,}3$ według wykresu $\zeta = 9$, $Z\Delta = 2$ *mm*, a według tabliczki (118) $Z\Delta = 4$ *mm*.

[2]) Jest to sprawa nader skomplikowana. Zmniejszając szybkość gazów w kominie, osłabiamy dopływ powietrza pod ruszta, a więc w wielu wypadkach możemy podnieść temperaturę w palenisku. Równocześnie spółczynnik przenoszenia ciepła K maleje, a czas zetknięcia się gazów spalinowych z kotłem wzrasta, co może odbić się na temperaturze gazów kominowych (w sposób różny, zależny od ustosunkowania się przenoszenia ciepła przez przewodnictwo ścianek i promieniowanie paleniska), a jak wiemy z rozdz. 4, zmiana temperatury gazów kominowych odbije się na sile ciągu w sposób różny, zależny od temperatury „krytycznej" (równ. 53), określającej największą sprawność komina.

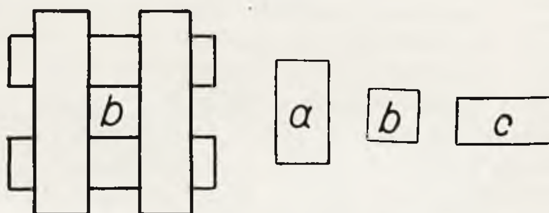
dzi przez zwężony przekrój *b*; równocześnie strumień gazu, który w warstwie górnej posiadał kształt *a* po przejściu przez otwór *b* zmienia swój kształt na *C*, odzyskując prawie całą pierwotną prędkość [1]).



Rys. 64

Dla tego też Grum-Grzymajło przyjmuje, że przy przejściu gazów z jednego rzędu cegieł do drugiego cała energja kinetyczna na opory zostaje stracona, t.j. że $\zeta = 1$, co wydaje się nawet wielkością nieco mniejszą od rzeczywistej.

Podobne zjawiska mamy podczas przepływu gazów pomiędzy rurkami wodnemi kotłów parowych, lecz w wypadku tym zmiana kształtów strumieni gazowych jest bardziej łagodna, co przy obliczaniu *Z* powinno być uwzględniane.



Rys. 65

W kotłach parowych (oprócz dopiero co wymienionego wypadku) zmiany kierunku i kształtu prądu mamy przy wlocie powietrza do popielnika, podczas przepływu przez przewał, na zakrętach kanałów poziomych, podczas opadania gazów do głównego kanału dymowego itp. Na ogół straty ciągu w dopiero co wymienionych wypadkach (za wyjątkiem wyżej omówionego przepływu gazów pomiędzy opłomkami) są nieznaczne i dla kotłów z rurami płomiennemi wynoszą nie więcej niż 2 — $2^1/_2$ *mm* słupa H_2O. Do tego doliczyć należy około 0,5 *mm* na opory spowodowane spadkiem energji kinetycznej wskutek stygnięcia gazów (według wzoru 114 [1]), a więc dla kotłów z rurami płomiennemi straty ciągu pierwszej grupy (t.j. spowodowane widoczną zmianą szybkości gazów) wynoszą około 3 *mm* słupa H_2O.

Co się zaś tyczy widocznego tarcia gazów o ścianki łożyska, to tarcie gazów spalinowych w płomienicy, tarcie o ścianki walczaka i obmurowania również jest nieznaczne. Może być ono obliczone według równania 18 rozdz. 2;

$$\zeta = \varphi\, l\, U : F_k$$

gdzie l długość kanału lub rury, U — obwód, F_k — pole przekroju. Empiryczny spółczynnik φ dla cegły = 0,008 — 0,010, dla żelaza 0,006 — 0,009; wyższe normy spowodowane są osadami sadzy. Liczby według wzoru tego otrzymane dla kotłów z rurami płomiennemi są nieznaczne i wynoszą w sumie mniej niż 0,5 *mm* H_2O.

Tarcie to występuje wyraźnie w rurkach płomiennych, na powierzchni rurek wodnych, w kanalikach regeneratorów i t. p. Poważną stratę ciągu powodują ekonomizery, w których mamy równocześnie ciągłą zmianę energji kinetycznej gazów i wyraźne tarcie o ścianki rur żelaznych pokrytych sadzą. Opory hydrauliczne temi aparatami spowodowane mogą dochodzić do 10 *mm* słupa H_2O.

Tarcie gazów w kominie — według równania (18) obliczone — daje niewielką wartość oporów. Dla komina 50 *m* wysokości Herberg [2]) podaje następującą tabliczkę wartości $Z\,\Delta$ zależnych od średniej średnicy komina D_m metr. i średniej szybkości gazów w kominie w_m *m/sek.*

w_m \ D_m	0,5	1,0	1,5
5	1,5	0,6	0,4
10	5,4	2,2	1,3
15	11,3	4,7	2,8

Opory te najczęściej wahają się od *0,5* do *2 mm* H_2O.

[1]) O ile zmiany ciężaru właściwego γ w dwóch sąsiednich rzędach uwzględniać nie będziemy.

[1]) Opory te najwyraźniej występują w płomienicy, gdzie szybkość gazów początkowo wynosi około 7 *m/sek*, a następnie spada prawie do 2.

[2]) Dr. Ing. Georg. Herberg. Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes. W wydaniu 2, r. 1919, str. 250. W dziełku tem czytelnik znajdzie specjalny rozdział, traktujący o stracie ciągu wskutek stygnięcia gazów w kominie.

Najważniejsze jednak opory mamy na rusztach. Zachodzi tu egzotermiczna reakcja zamiany tlenu powietrza na CO_2 i H_2O, a więc ciągły wzrost energji kinetycznej gazów, ciągłe zmiany kierunku, wreszcie widoczne tarcie o ścianki bliżej nieokreślonych łożysk. Są to więc opory, których teoretycznie na podstawie wyżej podanych wzorów obliczyć nie mamy możności; musimy więc w wypadku tym stosować specjalne wzory empiryczne.

Z takich wzorów dawniej często był stosowany wzór Sera[1]); według tego wzoru opory te są proporcjonalne do grubości warstwy paliwa δ (wyrażonej w metrach) i do spółczynnika μ (wyrażonego w jednostkach odwrotnych, t.j. 1 : *metr*): $\zeta = \mu \, \delta$. (119),

gdzie

$$\mu = \varphi \left(\frac{a}{w} + b \right) \frac{1}{metr} \quad . \quad . \quad (120).$$

We wzorze tym w *m/sek szybkość* dopływu *powietrza pod ruszt*, więc $a = 48$ *m/sek* będzie to również pewna szybkość stała bliżej nie wyjaśnionego charakteru; $b = 1120$ (liczba oderwana), zaś spółczynnik φ wyrażony w $^1/metr$ posiada wartość od 1 — 8 zależnie od gatunku paliwa, nprz. dla koksu $\varphi = 1$ $^1/metr$

dla węgli gazowych długopłomiennych (II typu klasyfikacji Grunera) . . . . $\varphi = 4$,
dla węgli tłustych kowalskich (III typu) . . . . $\varphi = 8$,
dla miału . . . . $\varphi = 7$[2]). (121)

W ostatecznym wzorze na opory

$$Z\,\Delta = \delta \,.\, \varphi \left(\frac{a}{w} + b \right) \gamma \, \frac{w^2}{2g} \quad . \quad . \quad (122)$$

pod $w^2 : 2g$ rozumieć należy również energję kinetyczną, z jaką powietrze dopływa pod ruszt (t.j. energję kinetyczną powietrza w popielniku, gdzie zwykle $w = 0{,}4 - 0{,}5$ *m/sek*).

Opory na rusztach prof. Tołłoczko oblicza również na zasadzie wzoru ogólnego[3]).

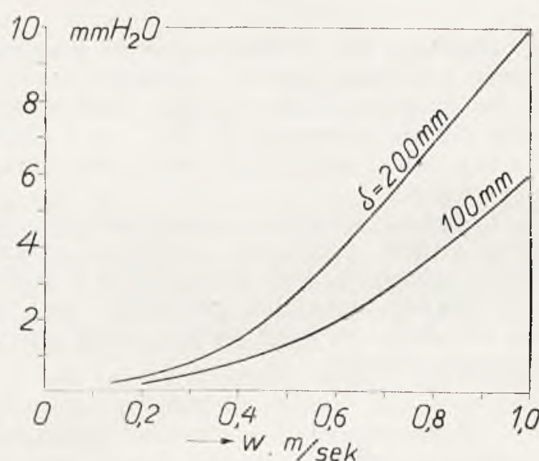
$$Z\,\Delta = \zeta_1 \, w_1^2 : 2g.$$

We wzorze tym pod w_1 rozumie on szybkość przepływu powietrza w niezanieczyszczonych szczelinach rusztu (które dla węgla zwykle stanowią $^1/_3$ całkowitej powierzchni rusztu), a więc we wzorze prof. Tołłoczki energja kinetyczna $w_1^2 : 2g$ jest 9 razy większa niż $w^2 : 2g$ we wzorze Sera. Do określenia ζ_1 prof. Tołłoczko stosuje wzór analogiczny do wzoru (119), a mianowicie $\zeta_1 = \mu_1 \, \delta$ (119 a), gdzie δ grubość warstwy węgla na rusztach, a jako spółczynnik μ_1 prof. Tołłoczko zaleca spółczynniki podane przez Genscha:

dla orzecha . . . . $\mu_1 = 140 \div 160 \ \frac{1}{metr}$
dla miału suchego . $200 \div 220$
dla miału mokrego . $280 \div 340$ (123).

Tak więc chcąc spółczynniki Genscha μ_1 porównać ze spółczynnikami μ Sera, musimy porównywać 9 μ_1 z μ[1]).

Z najnowszych badań doświadczalnych nad oporami paliwa na rusztach na specjalną uwagę zasługują teoretycznie umotywowane doświadczenia prof. Romana Dawidowskiego[2]). Odsyłając czytelników do oryginału, podaję jedynie wykres oporów orzecha Nr. 2 dla $\delta = 200$ i 100 *mm*. Wykres ten (rys. 66) wykonany został na podstawie logarytmicznego wykresu podanego przez autora[3]).



Rys. 66

Inny charakter posiadają wzory stosowane obecnie w Rosji. Nprz. opór na rusztach bywa obliczany według wykresu J. Gruma-Grzymajły (jun.), który podany został na rys. 67: opór ten jest funkcją wartości opałowej paliwa Q i ilości B_R paliwa spalonego na 1 m^2 rusztów w ciągu godziny[4]).

Heinicke podaje następujące opory paliwa na rusztach przy ciągu naturalnym[5]):

---

[1]) Str. 315.

[2]) Wartości $\varphi = 1$ i 7 podaje Ser (str. 316); $\varphi = 4$ i 8 ustalił rosyjski prof. Predtieczenskij (patrz wyżej wymienioną w rozdz. 2 pracę inż. F. Bogatki).

[3]) Który jednak podaje w bardziej skomplikowanej formie.

[1]) Str. 207 i 208. Przyjmując $\delta = 0{,}21$ dla orzecha i $\delta = 0{,}1$ dla miału mokrego i suchego, prof. Tołłoczko podaje tablicę zależności $Z\Delta$ od spółczynnika nadmiaru powietrza $n = 1{,}5$, 2 i 2,5 oraz od ilości paliwa $B : R$ spalonego na 1 m^2 rusztów na godzinę.

[2]) Ogłoszone w Nr. Nr. 40, 43, 45 i 46 „*Przeglądu Technicznego*" r. 1926.

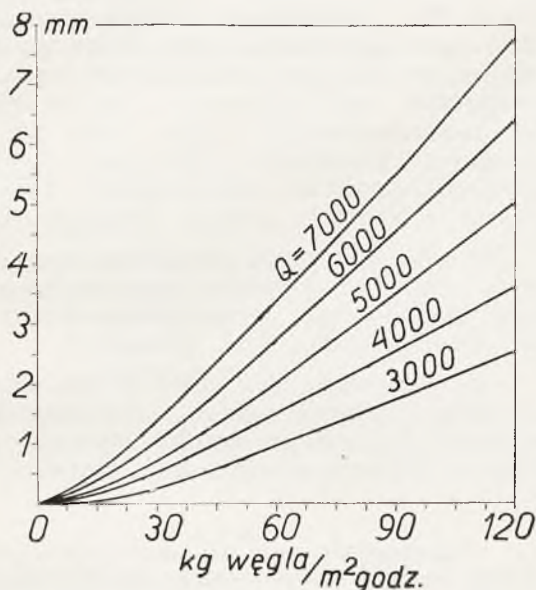
[3]) Rys. 12, str. 590 Nr. 45.

[4]) Wykres ten podany jest na str. 57 wyżej wymienionego dziełka inż. Rafałowicza. W dziełku tem czytelnik znajdzie wzór, wyrażający omawiane opory jako funkcję % CO_2.

[5]) Prof. Tołłoczko 208.

dla paliwa gruboziarnistego 4 ÷ 7 *mm* H_2O,
dla miałkiego . . . . . 8 ÷ 12.
Przy nadmuchu liczby te mogą być znacznie większe.

Oprócz wyżej wymienionych oporów poważną rubrykę stanowią opory spowodowane prądami konwekcyjnemi przy nienaturalnym kierunku gazów (nprz. w kominie), co musiało by być tematem badań specjalnych, które by uwzględniały nie tylko hydrodynamiczne, lecz również i termiczne zjawiska w badanej komorze pionowej.



Rys. 67

Na tem kończę wykaz najważniejszych oporów hydraulicznych, jakie gazy spalinowe spotykają w piecach i pod kotłami parowemi. Na podstawie tego wykazu (uwzględniając wysokości „kominów dodatkowych") możemy obliczyć wartość Z_k, a więc i spółczynnik Ψ w równaniu (47) rozdz. 4, skąd możemy obliczyć wysokość komina H. Trudność dokładnego obliczenia ΣZ zmusza nas do obliczania tych oporów z dużym zapasem, który następnie zostanie zużyty (o ile okaże się zbytecznym) na pokonanie sztucznych oporów spowodowanych przymykaniem drzwiczek popielnikowych lub zasuwy kominowej.

Praca niniejsza nie wyczerpuje szeregu zagadnień praktycznych związanych z omawianemi tematami; nie uwzględnia ona również obszernej literatury, traktującej sprawę ciągu [1]).

W pracy niniejszej system modelowy zastosowany do teorji ciągu przez prof. Blachera [1]) starałem się powiązać bliżej z teorjami Gruma-Grzymajły i Jeśmana.

Modelowy system badania zjawisk znajduje obecnie coraz szersze zastosowanie w naukach technicznych zarówno teoretycznych jak i w związanych z niemi badaniach eksperymentalnych. System ten opiera się na teorjach podobieństwa dynamicznego wogóle i podobieństwa hydrodynamicznego w szczególności, które obecnie rozszerzane są i na podobieństwo fizyczne, a szczególniej termiczne. Z teoryj tych obecnie korzysta przedewszystkiem aerodynamika [2]); na teorjach takich oparte są nowoczesne teorje przenoszenia ciepła [3]).

Prace Gruma-Grzymajły i Jeśmana stanowią poważny dorobek techniki nowoczesnej. Przedwojenne prace Gruma-Grzymajły ze znacznemi uzupełnieniami wydane zostały w r. 1920 w przekładzie francuskim [4]) i zaopatrzone przedmową Le Chatelier'a. W przedmowie tej Le Chatelier mówi:

„Praca prof. Grzymajły przynosi nam ideę nową... Winni jesteśmy autorowi szczere uznanie za to, że otworzył przed nami szersze horyzonty, że zmusił nas do zastanowienia się". Następnie znakomity francuski uczony potwierdza myśl utrwaloną już w nauce rosyjskiej, że prąd gazu w piecu poziomym jest to rzeka, dla której łożyskiem jest sklepienie owego pieca [5]). Wreszcie Le Cha-

[1]) Nie miałem już możności w pracy niniejszej uwzględnić prac inżyniera Adama Ludkiewicza: „Zagadnienie ruchu gazów gorących w piecach metalurgicznych" (*Przegląd Górniczo-Hutniczy* Nr. 10 — 11 r. 1930 i Nr. 1 — 2 r. 1931). W pracach tych matematyczną stronę teoryj Gruma-Grzymajły i Jeśmana autor stara się szerzej rozwinąć i pogłębić. Podaje on nprz. metodę obliczania rzeczywistej zastępczej wartości γ w pionowym słupie gazów o zmiennej temperaturze zamiast stosowanego zwykle γ dla średniej arytmetycznej temperatur krańcowych. Następnie inż. Ludkiewicz podaje metodę całkowania różniczkowego równania (równ. 1 naszej pracy) Daniela Bernouilli'ego w założeniu, że temperatura gazu jest funkcją prostolinjową drogi. Wreszcie teorję przepływu gazów przez kanał poziomy opracowaną przez Jesmana jedynie dla $t = const$ (rozdz. 11 pracy niniejszej) autor rozszerza na wypadek wyżej wymienionego prostolinjowego spadku temperatur. Wzory swoje inż. Ludkiewicz stosuje do pieców bliżej znanych mu konstrukcyj.

[1]) Patrz rozdział 3.

[2]) Patrz „Aerodynamika. Notatki z wykładów prof. Cz. Witoszyńskiego". Wydanie Instytutu Aerodynamicznego w Warszawie 1928 r. rozdz. X, str. 210.

[3]) Ogólną teorję przenoszenia ciepła w środowiskach płynnych czytelnik znajdzie w dziełach prof. Ten Boscha (str. 92) i d-ra Merkela (str. 21) wymienionych we wstępie do pracy niniejszej, a także w rozprawie dr. inż. H. Reihera: „Wärmeübergang von strömender Luft an Rohre und Röhrenbündel im Kreuzstrom" (Forschungsarbeiten V. D. I. 1925 Heft 269) str. 4, a próbkę spopularyzowania tych teoryj w *„Gazecie Cukrowniczej"* r. 1928 Nr. 31.

[4]) Essai d'une théorie des fours à flammes basée sur les lois de l'hydraulique par W. E. Groume-Grjimaïlo avec une préface de M. Henry Le Chatelier. Paris Dunod 1920.

[5]) Myśl tę jeszcze w 90-tych latach ubiegłego stulecia propagował w wykładach swych petersburski profesor technologji chemicznej nieorganicznej Aleksander Krupskij; nauczał on również swych słuchaczy, by liczyli się w praktyce z naturalnym i nienatural-

telier pisze: „Przeczytanie tego tomiku z pewnością otworzy oczy niejednemu inżynierowi, spowoduje poważne udoskonalenia w technice ogrzewniczej“ [1]).

Wnioski.

Na podstawie pracy niniejszej pozwolę sobie wyprowadzić następujące wnioski:

1) *Zastępczy układ wodny* wyjaśnia poglądowo szereg zjawisk, zachodzących w aparatach, przez które przepływają gazy. Lecz dokładne matematyczne sformułowanie zjawisk, zachodzących w instalacjach piecowych, na podstawie modelu wodnego wymaga jeszcze bliższego teoretycznego opracowania.

2) Oprócz komina głównego w wielu instalacjach mamy *kominy dodatkowe:* głębokie paleniska, regeneratory itp. które ułatwiają pracę komina głównego. Przewodnią ideę konstrukcyj Gruma - Grzymajły stanowi wyzyskanie ciągu naturalnego spowodowanego owemi kominami dodatkowemi. Z tego też powodu prof. Grum-Grzymajło w pracach swoich stale rozważa różnicę pomiędzy ciśnieniem w piecu i ciśnieniem atmosferycznem, którą traktuje jako *dodatnie lub ujemne ciśnienie użyteczne.*

3) Należy dążyć, by w komorach, posiadających okienka robocze, ciśnienie było bliskie do ciśnienia atmosferycznego na poziomie okienek [1]).

4) We wszelkiego rodzaju aparatach z komorami pionowemi, przez które przepływają ciecze lub gazy, niepożądane są prądy nienaturalne tych płynów. O ile ze względów technologicznych prądy takie są nieuniknione, konstruktor powinien stosować urządzenia specjalne, zapobiegające rozwijaniu się w aparacie *prądów konwekcyjnych.*

5) Do obliczania wymiarów wszelkich pieców, komór i kanałów poziomych, przez które przepływają gorące gazy, stosowana być powinna teorja prof. Jeśmana [2]).

6) Technika zbyt mało uwagi udziela racjonalnej kontroli ciągu. Kontrola taka uwzględniać powinna różnicę ciśnień atmosfery na różnych *wysokościach aparatu.*

---

nym kierunkiem prądów gazów i cieczy. Ideę więc Gruma-Grzymajły w technologji chemicznej nie były nowością. Lecz ideami temi Grum - Grzymajło przejął się tak głęboko, że otworzył szerokie horyzonty ich zastosowania, zbudował poniekąd nowy dział nauki i powołał nową szkołę uczniów i naśladowców. Uczynił to jednak Grum-Grzymajło przy wydatnej pomocy drugiego uczonego *prof. Jeśmana—polaka.*

[1]) Przewidywania znakomitego uczonego już się sprawdziły, czego dowodem są wyżej omówione dziełka inż. Podgorodnika, inż. Rafałowicza, konstrukcje prof. Adamieckiego (omówione w rozdz. 8 pracy niniejszej, z których piec komorowy wspomniany został na str. 101 przekładu prac Gruma-Grzymajły), oraz praca inż. Ludkiewicza. Wymienieni w pracy niniejszej konstruktorzy prof. Iwanowski i inż. Kropiwnicki byli uczniami prof. Krupskiego.

[1]) Zagadnienie to w stosunku do pieca walcowniczego wysunął p. Wesemann w pracy drukowanej w r. 1930 w Nr. 46 *„Stahl und Eisen“* (zreferowanej w Nr. 2 r. b. *„Techniki Cieplnej“* str. 45). Opisuje on niepożądane zjawiska w komorze takiego pieca, które jeszcze przed 25 laty zostały szczegółowo objaśnione przez Gruma-Grzymajłę.

[2]) Rozwinięta szerzej w pracy inż. Ludkiewicza.

Inż. H. S.

PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ INSTALACJI KOTŁOWYCH W FABRYKACH ZAPAŁEK W POLSCE I SZWECJI

W 1929 r. Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie dokonało badania gospodarki cieplnej w jednej z fabryk zapałek Państwowego Monopolu Zapałczanego w Polsce.

W Nr. 7 1931 r. czasopisma *L'Economie de Combustible,* wychodzącego w Brukseli, Inż. Behin podaje wynik badań kotła w fabryce zapałek p. f. „Société Jonkopings Vastra Tandsticksfabrik, — Jonkcping w Szwecji.

Nie wdając się w ocenę pracy instalacji kotłowych, a porównując wyłącznie rezultaty badań, które zostały przeprowadzone w odrębnych warunkach pracy i przez fachowców różnych krajów, widzimy, że wyniki otrzymane są naogół zbliżone, a niektóre pozycje prawie identyczne, co uwidoczniają niżej przytoczone zestawienia:

[1]) Por. tabela str. 115.

	Wyniki badań w Szwecji:		Wyniki badań w Polsce:
Data badań	19/X 28 r.	4/XII 28 r.	18/IV 1929 r.
Czas trwania badań	7	6,5	7 g. 25 m.
Nr. rejestracyjny kotła	6603	6603	Stow. Nr. 28595
Typ kotła	opłomkowy typu A. F. S. Jiges firmy A. F. Smulders w Grace-Berleur		opłomkowy z przegrzewaczem firmy T-wo Akc. Skoda 1923
Powierzch. ogrzew. kotła w m^2	305	305	215,3
Rodzaj paleniska	palenisko do drzewa ruszta płaskie		przedpalenisko ruszta schodk.
Opalanie kotła	ręczne	ręczne	ręczne
Powierzchnia rusztu w m^2	13,2	13,2	7,26
Stosunek pow. rusztu do pow. ogrzew.	1 : 23,1	1 : 23,1	1 : 296
Opał	odpadki drzewa otrzymane przy fabrykacji zapałek		odpadki drzewa otrzymane przy fabrykacji zapałek z dodatkiem 28% drzewa olchowego
Wartość opałowa w *cal.*	dolna 2470	dolna 2411	dolna 2498 / górna 2935
Wilgotność średn. w %	39,4	39,1	40,75
Spalono ogółem w czasie prób opału w *kg*	19182	21663	10650
Zużycie paliwa na 1 m^2 pow. rusztu w godz. w *kg*	207,5	252,5	202
Gazy spalinowe:			
Temperatura przy zasuwie komin. po	273	306	361,5
Zawartość CO_2 — średnia %	12,5	12,5	9,32
Ciąg przed zasuwą komin. w *mm*	7,8	7	11,2
Para:			
Średnie ciśnienie manometryczne w *at*	13,6	13,65	8,92
Temperatura pary nasyconej w C⁰	195,9	196,1	178,8
Temperatura pary przegrzanej w C⁰	309	361	185
Przegrzanie	113,1	164,9	6,3
Całkowite ciepło w 1 *kg* pary przegrz.	732,4	758,5	667
Woda zasilająca:			
Temperatura wody w C⁰	86,2	96	13
Odparowano ogółem wody w *kg*	45882	55024	23787
Odparowano na godzinę i z 1 m^2 pow. ogrzewalnej	21,5	27,8	15,25
Odparowalność:			
1 *kg* paliwa odparował	2,39	2,54	2,23
1 *kg* paliwa odparował pary normalnej	2,43	2,64	2,28
Bilans:			
Wyzyskano przez kocioł i przegrzewacz	62,54%	69,72%	58,5%
Inne straty w przybliżeniu	19,86%	10,08%	4,6%
Straty kominowe wywołane wysoką temperaturą spalin w przybliżeniu	17,6%	20,2%	36,9%

PRZYCZYNEK DO ZAGADNIENIA OSZCZĘDNOŚCI PRZY RUSZTACH PODMUCHOWYCH

Przed rokiem 1924 — 1925 miał, jako opał kotłów parowych, był mało używany, nie opłacało się jego sprowadzanie przez wzgląd na wysoką taryfę i trudności przy spalaniu na zwykłych rusztach bez specjalnego przystosowania rusztów do tego celu, gdyż wystarczająca pod względem prowadzenia paleniska warstwa miału na rusztach zwykle na dłuższy okres czasu tłumi żar, po upływie którego dopiero gdzie-niegdzie zaczyna przebijać się płomień, wypalając dla siebie kanały, dopiero potem zapalają się górne warstwy, a znaczna część miału nadal pozostaje w stanie niepalącym się, palenisko stygnie i kocioł nie może zadośćuczynić wymaganiom.

Z chwilą obniżenia taryfy i ceny na miał spalanie jego stało się kwestją aktualną, zastosowano odpowiednie ruszta i poddmuch i to tak dalece, że obecnie nawet przy małych lokomobilkach i przy kociołkach o powierzchni ogrzewalnej 5 m^2 często spotykamy takie urządzenia.

Spiritus movens tak szybkiego rozpowszechnienia się urządzeń z poddmuchem jest oczywiście możność poczynienia oszczędności, a częściowo i to, że takie urządzenia dają możność spalania, pomimo miału, gorszych, różnorodnych, nieraz bardzo wilgotnych gatunków opału.

Tę kwestję oszczędności omawia P. Inż. T. Wróblewski w artykule „Oszczędności przy rusztach poddmuchowych“ umieszczonym w *Technice Cieplnej* za rok ub., str. 42, i w ten sposób otwiera pole do dyskusji.

Autor ujął to zagadnienie przeważnie w płaszczyźnie oszczędności, czynionych na cenie miału loco fabryka, widząc możność oszczędzenia tylko w tym zakresie. W rzeczywistości zupełnie tak nie jest, gdyż w tem zagadnieniu mamy i inne źródła oszczędności W. T. C. te zagadnienie, które mamy poruszyć, przewija się w szeregu artykułów, jako myśl uboczna i wyraźnie na to nie wskazuje się. Tu chodzi o sam proces spalania się miału.

Największą stratą ciepła są straty kominowe w gazach spalinowych; uzależnione od procesu spalania opału na rusztach. Przy spalaniu węgla grubego w większych kawałach pomiędzy niemi mamy duże kanały, któremi dostaje się powietrze do paleniska z dużym nadmiarem, znaczna część tego powietrza nie omywa palącej się powierzchni węgla, nagrzewa się i, nie biorąc udziału w spalaniu, umyka do komina — to są straty spowodowane nadmiarem powietrza. Przy spalaniu miału, jak to zaznaczono na początku, mamy zbyt małą ilość powietrza, gdyż leżący zwartą masą miał, nie przepuszcza go; po wypaleniu się obszerniejszych kanałów mamy, odwrotnie, znowu efekt podobny do poprzedniego przy nadmiarze powietrza, bo przez te kanały przechodzi nadmiar powietrza w stosunku do ilości węgla biorącego w danym momencie udział w paleniu się. W każdym wypadku byłoby najwłaściwszem dostarczenie odpowiedniej ilości powietrza przy daniu mu możności stykania się z każdą cząstką opału przeznaczonego w tej dawce do spalania. Zastosowanie spalania pyłu węglowego jest tego jaskrawem potwierdzeniem, bo pod względem zużycia powietrza dochodzimy tam prawie do stanu idealnego.

Żeby sobie uzmysłowić te zagadnienie cyfrowo, abstrahując od tego, czy to możliwe, czy nie, wyobraźmy sobie na ruszcie o pow. 2 $m^2 . 0{,}8 = 1{,}6$ m^2 bryłę węgla wysokości 0,2 m^2 omywaną powietrzem ze wszystkich stron. Omywana powierzchnia wyniesie 4,32 m^2. Wyobraźmy teraz, że na ruszcie jest drobny węgiel, składający się z sześcianów o boku 1 *cm*, ułożonych tak, że powierzchnie ich nigdzie nie pokrywają się wzajemnie. Omywana powierzchnia w tym wypadku wyniesie 192 m^2; przy sześcianach o boku $^1/_2$ *cm* będziemy mieli 384 m^2, stąd można wnioskować, że da się duże poczynić oszczędności w tych warunkach, rozdrabniając węgiel coraz to więcej, względnie używając miał, tylko należy *doprowadzić* w potrzebnej ilości powietrze do każdej cząstki węgla.

Czynnikiem wprowadzającym powietrze pod ruszt jest różnica ciśnienia nad rusztem i pod rusztem i możnaby to zadanie rozwiązać wg. życzenia, bądź to nadbudowując komin, bądź to ustawiając exhaustor, względnie wentylator tłoczący, chodzi tylko o dokładne dobranie tej różnicy ciśnień i o możność jej regulowania, a to mianowicie tak, żeby miał na ruszcie zasypany mógł „grać“, żeby zachodziło pewne poruszanie się miału, wymieszanie jego z powietrzem — w takim wypadku możemy osiągnąć efekt lepszy, jak nawet przy spalaniu węgla grubego. Porywane drobne cząstki węgla będą częściowo spalane w czasie lotu, ostatecznie, częściowo zostaną niespalone, musimy to brać pod rozwagę ale, jak wskazuje obserwacja i doświadczenia przy właściwie prowadzonym palenisku, te straty mogą być mniejsze, jak zysk otrzymany przy sztucznym ciągu przy użyciu miału zamiast grubego węgla i to niezależnie od ich ceny. W niektórych wypadkach nawet

byłoby wskazanem zlewanie miału wodą w celu utrzymania go na ruszcie, szczególnie przy spiekających się wysokokalorycznych gatunkach. Niektóre badania porównawcze odparowalności kotłów na miale i na grubym węglu wykazały dla miału wyniki wręcz lepsze; często lepsze wyniki na miale może należałoby tłomaczyć mianowicie racjonalniejszem spalaniem miału, a przeto i lepszem wyzyskaniem ciepła, a nie przesypywaniem się przez ruszt. Im bliżej do ideału jesteśmy pod względem mieszania się miału z powietrzem przy właściwej ilości powietrza, tem lepsze będziemy mieli wyniki na miale. A w takim razie nieraz słusznie właściciel może spodziewać się oszczędności nie tylko na cenie opału ale i na cieplnym efekcie. Im racjonalniej przytem jest urządzone spalanie miału, tem więcej spalamy go na ruszcie i zwiększamy wydajność kotła.

Przechodząc do obliczenia oszczędności, nie uwzględniając oszczędności poczynionych na efekcie spalania, należy przyjąć wszystkie okoliczności jednakowe, jak dla miału, tak i dla grubego węgla, a w takim wypadku należy oszczędność ująć jako różnicę pomiędzy ceną jednego i drugiego rodzaju opału mniejszy koszt napędu, względnie koszt kapitału na przebudowę.

Musimy przytem zaznaczyć, że przebudowa komina naogół nie rozwiązuje dobrze zadania, gdyż najważniejszego celu — możności regulowania dopływu powietrza w granicach prawie dowolnych nie możemy osiągnąć po nad to, co może dać regulacja zasuwy i drzwiczek paleniska i popielnika, poddmuch lub exhaustor dają możność uniknięcia studzenia paleniska przy zasypywaniu opału, stąd najwłaściwszem naogół rozwiązaniem zagadnienia spalania miału jest sztuczny ciąg na odpowiednich rusztach.

Co do oszczędności należy też uwzględnić, że na rusztach specjalnie przystosowanych dla miału mamy rzeczywiście znacznie mniejsze przesypywanie się miału, jak na wielu innych systemach rusztów dla węgla grubszego.

Pozostaje nierozwiązanem zagadnienie, czy nie zachodzą różnice w mechanicznem oddziaływaniu powietrza na warstwę opału na ruszcie przy zastosowaniu ciągu naturalnego, exhaustora lub wentylatora, a jeżeli zachodzą różnice, to jakie?

M. D.

KRONIKA TECHNICZNA

I. Stopień mechanicznej pewności dużych turbogeneratorów.

Spółczesne wielkie sieci europejskie prądu elektrycznego (trójfazowego) mają częstotliwość 50 okresów na sekundę. Częstotliwość ta przyjęta została głównie ze względu na to, że tak szybkie miganie prądu zmiennego nie daje się zauważyć nieuzbrojonem okiem i korzystając ze światła mamy wrażenie stałego palenia się lampy niezważając na to, że w rzeczywistości lampa zapala się i gaśnie 50 razy w ciągu sekundy.

Częstotliwość jest związana z ilością obrotów generatora następującym wzorem:

$$F = \frac{p}{2} \times \frac{n}{60}$$

(F — oznacza częstotliwość na 1 sekundę, p — ilość biegunów i n — ilość obrotów na minutę).

Formuła ta określa ilość biegunów generatora w zależności od ilości obrotów. W latach 1900, gdy generatory były sprzęgane z maszynami parowemi o ilości obrotów 150 — 300 ilość biegunów generatora wahała się w granicach 40 — 20, to wymagało dużego obwodu dla rozmieszczenia biegunów (elektromagnesów) lecz nie stanowiło nieprzezwyciężonych trudności, gdyż przy małych obrotach materjały, z których budowano generatory z łatwością odpowiadały zadaniu, bo naprężenia wywoływane przez siły odśrodkowe nie dosięgały nigdy granic wytrzymałości materjału.

Z pojawieniem się turbiny sposób budowania generatorów uległ zasadniczej zmianie, gdyż przy dużej ilości obrotów turbiny generator o średnicy 4 — 6 *m* rozleciałby się w kawałki, a zatem konstruktorowie, chcąc wykorzystać wszystkie zalety turbiny musieli kardynalnie zmienić konstrukcję generatorów, które obecnie budują się tylko 4-ro i 2-wu biegunowych typów, co odpowiada 1500 i 3000 obrotom turbiny, przyczem w ostatnich czasach daje się zauważyć zupełnie określone zwycięstwo typu 3000 obrotowego ze względu na zmniejszenie średnicy i lepsze wykorzystanie właściwości turbiny.

Od czasu wojny daje się zauważyć olbrzymi postęp w budowie turbogeneratorów.

Szczególnie ten postęp jest widoczny w dwubiegunowych turbogeneratorach, wykonywujących 3000 *obr/min* (50 okresów). W czasie wojny za granicę mocy tych generatorów uważano 15,000 *kVA*, obecnie zaś za moc normalną można uważać 40,000 *kVA* a często i daleko więcej.

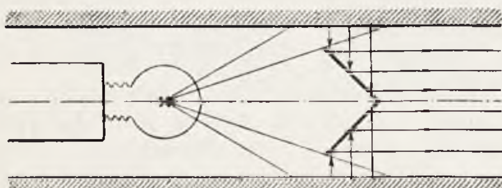
Wzrost mocy jednostek tłomaczy się chęcią zaoszczędzenia kosztów instalacji i pobudza do ustawienia maszyn 3000 obrotowych możliwie dużej wydajności. Konstruowanie takich maszyn stało się możliwem dzięki temu, że przemysł stalowy stale udosko-

nala własności materjału, z którego buduje się wirnik generatora. Jak wiadomo, granicę wydajności instalacji przy danej długości wirnika stanowi mechaniczna wytrzymałość materjału. Długość zaś wirnika zależy od dopuszczalnej szybkości krytycznej i wzrostu temperatury w uzwojeniach wirnika.

Zupełnie naturalną jest tendencja zastosowania możliwie dużych średnic wirnika przy 3000 obrotach aby w ten sposób wyzyskać wysokie właściwości materjału. Materjałem zwykle używanym jest chromoniklowa stal. W tabeli 1 podana jest charakterystyka wytrzymałościowa takiego materjału. Gwarancje te są zwykle dotrzymane. Konstruktorzy opierają

TABELA 1.

Wytrzymałość na rozerwanie . .	7500 — 8000 kg/cm^2
Granica plastyczności	5000 — 5500 „
Wydłużenie (długość wzorca odpowiada 5-ciokrotnej średnicy)	15 — 18/100 „



Rys. 1

swoje kalkulacje na „granicy plastyczności“ i starając się mieć dość szeroki zapas wytrzymałości przy wypadkowem czy też przepisowem przekroczeniu normalnej szybkości, nie przekraczają zwykle 60% wytrzymałości teoretycznej. Sądząc z literatury ostatnich lat dotyczącej dużych turbogeneratorów, obliczonych na 3000 obrotów, zasady te są stale stosowane i nagół biorąc inżynierowie kierujący dużemi instalacjami mogą polegać na swoich maszynach z punktu widzenia mechanicznej wytrzymałości.

Jednak nie zważając na to, w ciągu ostatnich dwóch lat, zanotowano bardzo poważne wypadki z turbogeneratorami, część tych wypadków zdarzyła się podczas prób przy przekroczeniu normalnej szybkości, część zaś po dość długim okresie pracy. Powstaje pytanie, dlaczego zdarzają się wypadki rozerwania wirnika i to nie tylko w sporadycznych wypadkach, lecz na tyle często, że to już wymaga szczegółowego zbadania.

Wykonanie wielkiego wirnika z jednej sztuki jest zawsze bardzo trudną i odpowiedzialną robotą dla stalowni i wymaga dużej znajomości rzeczy ze strony majstra odlewniczego i kuźni. W wielu wypadkach kilka rotorów zostaje wykonanych zanim jeden z nich będzie zdatny dla dostarczenia klientowi. Odlew stalowy, który ze względu na przekucie musi być prawie podwójnej wagi w stosunku do otrzymywanego zeń wirnika, już sam nasuwa masę trudności dzięki *pęcherzom*, które mogą powstawać w środku odlewu. W celu usunięcia tych *pęcherzy*, zwykle rotor zostaje przewiercony wzdłuż osi. To borowanie ułatwia zbadanie wnętrza zapomocą specjalnych aparatów i wykrycia wszelkich pęknięć wewnątrz materjału.

Teoretycznie biorąc natężenia, dzięki borowaniu rotora wzrastają prawie podwójnie. Wzrost natężeń jednakże opłaca się dzięki usunięciu niepewności odnośnie rdzenia rotora. Jeżeli rotor nie jest przeborowany, miejscowe natężenia mogą być znacznie wyższe dzięki nieznanym pęknięciom i pęcherzom wewnętrznym.

Jeżeli przyjmiemy, że surowy materjał posiada plastyczność 5500 kg/cm^2 to maximum natężenia przy 25-o procentowym przekroczeniu szybkości zgodnie z powyższem nie powinno przekroczyć 3300 *kg* na 1 cm^2, a przy normalnej szybkości wyniesie 2100 *kg*. Takie natężenia są obecnie w codziennem zastosowaniu przy dużych maszynach, mających 3000 obrotów a sądząc z literatury dopuszczane są natężenia nawet większe.

Badanie materjału.

Jak wyjaśniono przy próbach tarcz, wyciętych z wirnika podane powyżej natężenia nie są niebezpieczne dla rotora. Przy pierwszem badaniu tarcza o średnicy 920 *mm* z rowkami wyciętemi odpowiednio do normalnego uzwojenia była obracana z szybkością znacznie wyższą od normalnej. Po każdej z tych szybkości mierzone było odkształcenie. Tarcza była wykonana z Siemens-Martenowskiej stali i dała wyniki wskazane w tabeli II:

TABELA II

Wytrzymałość na rozerwanie . .	3570 — 3620 kg/cm^2
Granica plastyczności	1980 — 2075 „
Wydłużenie	25,7 — 31,8 %

Wielkości były określone po skończonych doświadczeniach dla 8-miu próbnych kawałków, wziętych z tarczy. Materjał o niskiej granicy plastyczności był wybrany umyślnie w celu możliwości przekroczenia dopuszczalnych natężeń, przynajmniej wewnętrznych natężeń peryferji przeborowanego otworu, żeby otrzymać trwałe odkształcenia, które można byłoby dokładnie zmierzyć.

Nie zważając na to, że przy 4700 obrotach na minutę wewnętrzne obwodowe natężenie teoretycznie równało się granicy plastyczności, tarcza nie rozpadła się nawet po zarysowaniu powierzchni centralnego otworu, niezważając na to, że szybkość była podniesiona do 4800 obrotów. Widocznie początkowe wydłużenie wywołało usztywnienie materjału i jednocześnie zmniejszyło natężenie wewnętrznych warstw. Aczkolwiek w otworze otrzymaliśmy wielki wzrost natężenia, to zmniejszenie wewnętrznego natężenia dzięki wydłużeniu było też znaczne.

Tarcza po doświadczeniu stała się zlekka owalna, toż samo nastąpiło ze środkowym otworem. Niestety nie można było dzięki słabemu motorowi podnieść obrotów do tego stopnia, żeby tarcza uległa rozerwaniu. Inne doświadczenie było przeprowadzone z dwiema tarczami, które były wycięte z części rotora, mających w sobie *pęcherzyki*, dzięki którym ten rotor był odrzucony. Materjałem była Siemens - Martenowska stal. o wytrzymałości na rozerwanie 6000 kg/cm^2 i granicy plastyczności 3500 kg/cm^2 z wydłużeniem 15%.

Nie zważając na małą wartość materjału jedna z tarcz rozerwała się dopiero przy 6900 *obr/min*, podczas gdy druga, w której pęcherz był mniejszy, wytrzymała te obroty i nie rozerwała się.

Tarcza, która uległa rozerwaniu się miała przez środek pęknięcie, idące przez pęcherz w kierunku największego natężenia. Chociaż siła rozrywająca w tym wypadku znacznie przekraczała teoretyczną, jednak pękła tylko tarcza, zawierająca największe pęcherze. Gdyby wyłączyć szkodliwy wpływ pęcherzy, tarcza jednakowoż musiałaby pęknąć, gdyż teoretyczne naprężenie na obwodzie było znacznie większe, niż wytrzymałość materjału.

Sądząc z tych wyników, należałoby myśleć że pewność rotoru pod względem mechanicznym jest kompletną, jednakże wypadki ostatniego roku dowiodły, że tak nie jest.

Po przeborowaniu drugiego wirnika niewielkich stosunkowo wymiarów zauważono podłużne pęknięcie, które biegło w kierunku średnicy. Gdy wirnik został przecięty w tem miejscu, okazało się, że pęknięcie było nadzwyczaj niebezpieczne. Defekt polegał na tem, że pęknięcie chociaż nadzwyczaj małe, wobec średnicowego kierunku, naruszyło strukturę przy powierzchni rotoru i było całkiem jasne, że ten rotor pękłby w krótkim czasie na połowę.

To tłomaczy nam możliwości pęknięcia dużego rotoru nawet wtenczas, kiedy kres granicy plastyczności nie jest przekroczony. Otwarte pęknięcia wewnątrz rotoru są rzadkie, ślady pęknięć obecnie łatwo są wykrywane, podczas badania przeborowanego otworu optycznemi aparatami, co obecnie wykonuje się przez wszystkie poważne firmy i w razie wykrycia takiego pęknięcia rotor jest bezwzględnie odrzucany, temniejmniej, jest całkiem możliwe, że podczas termicznej obróbki, którą się stosuje w celu otrzymania wyższej granicy plastyczności mogą się wyjawić ukryte pęknięcia w ciele rotoru i zsumować się z natężeniami materjału powstającemi przy normalnej obróbce.

Różnorodne wypadki w ostatnich czasach, które inaczej trudno było wytłomaczyć potwierdzają nasze przypuszczenia. Do tego przypuszczenia skłaniają się i stalownie. Stalownie w ostatnich latach były zmuszane do coraz poważniejszych termicznych obróbek ciała rotoru, chcąc sprostać wymaganiom fabryk elektrotechnicznych. Podniesienie granicy plastyczności było możliwe tylko dzięki zwiększonemu procentowi chromu i odpowiedniej obróbce termicznej chromoniklowej stali. Nawet bardzo mały dodatek chromu, około $^1/_2{}^0/_0$ podnosi granice plastyczności termicznie obrobionego motoru do 4,000—4,500 *kg/cm*², z punktem wytrzymałości około 7000 — 7500 *kg/cm*². Dodanie chromu w ilości 1% pozwala otrzymać granicę plastyczności 5000 — 6000 *kg/cm*². Powiększenie ilości chromu jednocześnie zapewnia głębszą przenikliwość termicznej obróbki. W tym samym celu rotory są zaopatrywane w kilka wycięć przed termiczną obróbką. Ale właśnie to dodanie chromu w celu zwiększenia granicy plastycznej przez termiczną obróbkę wysunęło niebezpieczeństwo rozerwania się ciała rotoru. W ciągu wielu lat, kiedy wytwórnie zadawalniały się granicą plastyczności 4000 — 4500 *kg/cm*² nie słyszeliśmy o rozerwaniach rotoru. Stalownie uświadomiły sobie niebezpieczną sytuację zaczęły obmyślać nowe sposoby, żeby nie utracić rekordowych cyfr granicy plastyczności 5500—6000 *kg/cm*². Ten nowy sposób wyraził się w zamianie chromu przez molybden albo tylko w częściowem dodaniu molybdenu. Lecz tym razem wysunęły się nowe trudności, gdyż proces odlewania stali z temi domieszkami jest daleko więcej delikatny, gdyż trzeba utrzymać bezwzględnie dokładną temperaturę, a ochładzanie odlanych przedmiotów musi się odbywać nadzwyczaj starannie. Jeżeli to nie jest zachowane to w odlewach znajdujemy często bardzo duże *pęcherze*.

Obecnie przypomnieli sobie o starym sposobie, o tak zwanym procesie Harmet'a czyli o produkowaniu prasowanych odlewów. W tym procesie stal jest poddawaną bardzo wielkiemu ciśnieniu działającemu ze wszechstron dopóki ona jest jeszcze w płynnym stanie w formie odlewniczej. Tym sposobem usuwa się niebezpieczeństwo tworzenia pęcherzy i dyfrakcjonowania się odlewu.

Najwięcej ważną rzeczą przy wyrabianiu wielkich wirników, chcąc być pewnym ich wytrzymałości zdaje się jest otrzymywanie dostatecznie wysokiej granicy plastyczności przez zastosowanie odpowiedniego stopu stali. Obecnie już są otrzymane rezultaty, na których opierając się, można twierdzić, że takie stopy będziemy mieli w najbliższej przyszłości.

Jeżeli taki wirnik będzie miał odpowiednie wycięcia przed wyżarzeniem, to będzie on praktycznie mówiąc wolny od wewnętrznych natężeń i będzie przedstawiał wysoki stopień pewności. Co prawda będziemy musieli rozstać się z rekordowemi cyframi wytrzymałości 5000 — 6000 *kg/cm*² i zadowolnić się 4500 *kg/cm*². Lecz to nie uzasadnia twierdzenia, że stopień teoretycznej pewności będzie mniejszy niż wspomniane w początku. Rozwiązanie kwestji zdaniem naszem leży w zastosowaniu aluminjum jako uzwojenia rotora, co stosowało 13 lat temu Towarzystwo Oerlikon w dużym generatorze o 3000 obrotów z jaknajlepszym rezultatem. Największe rotory tych seryj o średnicy 920 *mm* mogą wytwarzać 45000 *kVA*, przy długości rotoru 3 *m*. Naprężenia w takich rotorach są bardzo małe naprzykład: obwodowe natężenie w wyborowanym otworze jest około 1400 *kg/cm*² przy 3000 obrotów. Natężenie wzrasta przy zwiększeniu szybkości o 25% do 2180 *kg* czyli niecałe 50% granicy plastyczności o ile ostatni będziemy uważali za 4500 *kg/cm*².

Natężenia są jeszcze mniejsze u podstawy zębów. Maksymalna cyfra równa się 700 *kg* przy normalnej szybkości. Natężenia w końcu rotora przy przekraczaniu normalnej szybkości o 25% są też niżej 50% granicy plastyczności, podczas gdy grubość ścianki wynosi zaledwie 4 *cm*.

Dalszą zaletą używania aluminjum jest zabezpieczenie izolujących materjałów, ciśnienie bowiem na powierzchnię ich redukuje się mniej więcej o $^1/_3$ stosunkowo do ciśnienia przy uzwojeniu miedzianem i wynosi około 120 *kg/cm*². Chociaż przewodnictwo aluminjum wynosi zaledwie 60% przewodnictwa miedzi wobec czego straty w wzbudzeniu rotoru proporcjonalnie wzrastają to nie ma większego znaczenia, gdyż stosując odpowiednią wewnętrzną wentylację rotorów, możemy temperaturę utrzymać w przepisanych granicach nawet przy większej wydajności.

Cyfry podane powyżej są na tyle niskie, że możemy zwiększyć średnicę rotora nienaruszając bezpieczeństwa. Taka konstrukcja była przyjęta przez Towarzystwo Oerlikon już od dość dawna i daje możność konstruowania maszyny 60000 *kVA* przy 3000 obrotów nie zmieniając długości rotoru i nie przekraczając granic bezpieczeństwa.

Wszystko co było powiedziane odnośnie generatorów z 3000 obrotów może być zastosowane i do generatorów, posiadających 3600 obrotów. Zastosowanie aluminjowego uzwojenia i pochodzące stąd zmniejszenie natężeń daje też same plusy przy 4-ro biegunowych maszynach, mających od 1500 do 1800 obrotów' ujemną stronę (zwiększenie prądu wzbudzenia) praktycznie można nie brać pod uwagę.

Pozatem zostaje kwestja próbowania materjałów i części maszyny. Pierwszem i nieodzownem badaniem jest bardzo dokładne badanie wyborowanego otworu w rotorze. Firma Oerlikon zastosowała do tego specjalny aparat optyczny zapomocą którego można jednocześnie badać cały obwód otworu bez obracania lustra. Posuwając aparat powoli wzdłuż otworu badamy cały otwór bardzo dokładnie a zarazem w bardzo prosty sposób. Aparat ten jest uwidoczniony schematycznie na rys. 1.

Cały szereg prób na rozerwanie i wydłużenie krążków, wyciętych z obu końców rotora jest nieodzowny dla upewnienia się w wytrzymałości materjału i jednolitości jego.

Po wycięciu rowków wirnik obraca się z coraz wzrastającą szybkością. Po każdej zadanej szybkości mierzy się średnicę precyzyjnym mikrometrem w celu określenia odkształceń stałych. Instrument ten deje możność badania z dokładnością do 1/1000 *mm.*

Szybkości są podnoszone do wielkości przy której zjawiające się dzięki tym szybkościom natężenia w wirniku nieuzwojonym będą się równały natężeniom kompletnie uzwojonego wirnika przy przekroczeniu o 25% normalnej szybkości. Zaleca się bardzo powtórzyć badanie wyborowanego otworu po doświadczeniach z przekroczeniem szybkości jeszcze przed uzwojeniem wirnika. Bardzo pożytecznem jest równomierne nagrzanie wirnika do temperatury 150 — 200°, gdyż to daje możność wykrycia asymetrji w strukturze materjału a też obecności eksentrycznych pęcherzy w ciele wirnika.

Nie zważając na to, że w ostatnich czasach były liczne wypadki rozerwania się wirnika, obecny stan produkcji wysoko - szybkościowych generatorów jest taki, że jeżeli materjały są starannie wybrane i odpowiednio obrobione to wirniki generatorów dają ten sam stopień pewności, co mają małe jednostki o rozerwaniu się wirnika, których nie słyszymy.

A. G.

Inż. IGNACY GRUSZCZYŃSKI.

2. Budowa olbrzymiego kotła.

W Nr. 10 miesięcznika *„Feuerungstechnik"* z roku 1931 znajdujemy interesujące szczegóły, dotyczące uruchomionego w listopadzie 1930 roku olbrzymiego kotła parowego dla Centrali Kips Bay w Nowym Jorku. Kocioł ten został zbudowany dla celów ogrzewalnych dla produkcji pary 350.000 *kg* na godzinę, jednak próby wykazały, że może pokryć szczytowe zapotrzebowanie pary w ilości ok. 450.000 *kg* na godzinę.

Cechy charakterystyczne kotła:

Ciśnienie w kotle	21 kg/cm^2
Ciśnienie robocze	20 kg/cm^2
Powierzchnia ogrzewalna kotła	3000 m^2
„ „ podgrzewacza wody	1800 m^2
„ „ podgrz. powietrza	5700 m^2
Objętość komory paleniskowej	900 m^3
Największa gwarant. wydajność pary	315.000 *kg/godz*
Temperatura wody przed podgrzewaczem .	90°C
„ wody za „ .	150°C
„ gazów przed podgrz. wody . .	450°C
„ „ za „ .	270°C
„ powietrza przed podgrz. powietrza	35°C
„ „ za „ . .	185°C
„ gazów przed podgrz. powietrza	270°C
„ „ za „ „	170°C
Sprawność kotła	85,5%

Paliwo zawiera (54—65)% stałych części węgla, (29—36)% części lotnych, (6 do 10)% popiołu, (6 do 10)% wody oraz siarki (1 do 2)%. Wartość opałowa węgla wysuszonego wynosi 7000 *kcal/kg.* Kocioł jest opalany pyłem węglowym.
